

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-130590

(P2002-130590A)

(43) 公開日 平成14年5月9日 (2002.5.9)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テ-マ-ト (参考)

F 1 6 N 7/38

F 1 6 N 7/38

E 3 C 0 1 1

B 2 3 Q 11/12

B 2 3 Q 11/12

E 3 J 1 0 1

F 1 6 C 33/66

F 1 6 C 33/66

Z

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号

特願2000-327340 (P2000-327340)

(22) 出願日

平成12年10月26日 (2000. 10. 26)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎 1 丁目 6 番 3 号

(72) 発明者 縄本 大綱

神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 50 号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 杉山 健一

神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 50 号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100105647

弁理士 小栗 昌平 (外 4 名)

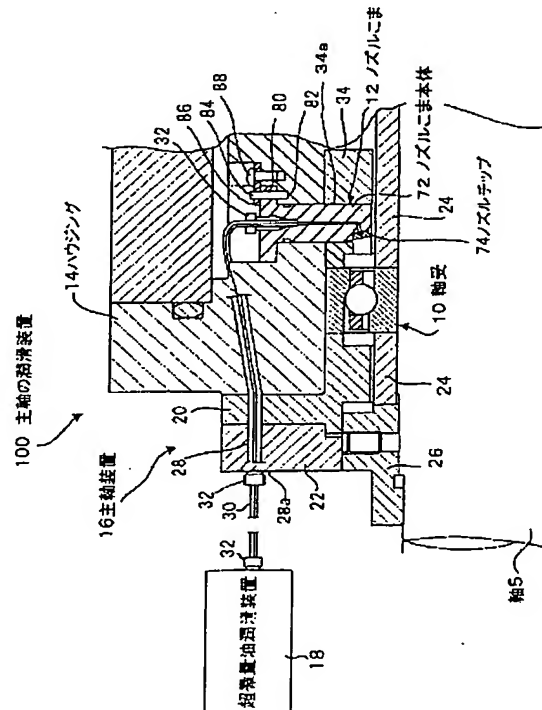
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 主軸の潤滑装置

(57) 【要約】

【課題】 主軸の軸受に対して超微量の潤滑油を十分な吐出速度で正確に狙い位置へ供給できる主軸の潤滑装置を提供する。

【解決手段】 軸 5 と、この軸 5 の軸方向に隔離して内輪内径面が嵌合された 2 個以上の軸受 10 と、軸受 10 の外輪外径面と嵌合されたハウジング 14 と、軸受 10 に潤滑油を吐出するノズルと、ノズルに微量の潤滑油を供給する潤滑油供給装置を具備し、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に吐出速度  $10\text{ m/sec}$  以上  $100\text{ m/sec}$  以下、吐出量  $0.0005\text{ cc (ml) / ショット}$  以上  $0.01\text{ cc (ml) / ショット}$  以下の微量な潤滑油をノズルから吐出する主軸の潤滑装置において、ノズルが、ノズルコマ本体 72 と、該ノズルコマ本体 72 の潤滑油吐出口に設けられるノズルチップ 74 とを備えた。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合された軸受と、前記軸受の外輪外径面と嵌合されたハウジングと、前記軸受に潤滑油を吐出するノズルと、前記ノズルに微量の潤滑油を供給する潤滑油供給装置を具備し、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に吐出速度 $10\text{ m/sec}$ 以上 $100\text{ m/sec}$ 以下、吐出量 $0.0005\text{ cc (ml) / ショット}$ 以上 $0.01\text{ cc (ml) / ショット}$ 以下の微量な潤滑油を前記ノズルから吐出する主軸の潤滑装置において、前記ノズルが、ノズルコマ本体と、該ノズルコマ本体の潤滑油吐出口に設けられるノズルチップとを備えたことを特徴とする主軸の潤滑装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、工作機械等の各種高速回転機械の軸に潤滑油を供給する主軸の潤滑装置に関し、特に潤滑油を高い位置精度で吐出させる技術に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来、高速回転主軸用の軸受の潤滑には、通常、オイルミスト方式、オイルエア方式、ジェット方式等の各種方式の潤滑装置が使用されている。

【0003】 オイルミスト方式の潤滑装置は、油溜り、ポンプ、プランジャ、分配器、圧縮空気源、電磁バルブ及びノズルを有して構成され、潤滑油を微細な霧状にし、圧縮空気により空気配管中を搬送し、軸受内部に向けて噴出させるものである。

【0004】 オイルエア方式の潤滑装置は、油タンク、ポンプ、分配器、圧縮空気源、プランジャ及びノズルを有して構成され、プランジャの機械的機構により一定量に調整された潤滑油滴 ( $0.01 \sim 0.03\text{ cc (ml)}$ ) を空気配管中に吐出し、空気によりノズルまで運び、軸受内部に向けて噴出させるものである。

【0005】 ジェット方式の潤滑装置は、空気源を用いず、高圧ポンプにより潤滑油を高圧にし、吐出径を絞ったノズルから潤滑油を高速で軸受内部に向けて噴出させる。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上述した各装置においては幾つかの問題がある。まず、オイルミスト方式の潤滑装置については、潤滑油のミストが大気中に飛散するため作業環境の悪化を引き起こすと共に、軸受内部に供給される潤滑油の量が不確定になる。

【0007】 オイルエア方式の潤滑装置については、微量の潤滑油を連続して安定供給することが困難であるため、間欠給油せざるを得ず、一定時間 (通常  $8 \sim 16$  分が多い) 毎に一定量 (通常  $0.01\text{ cc (ml)} \sim 0.03\text{ cc (ml)}$ ) の潤滑油をエア配管内に供給する。

従って、軸受内部に供給される潤滑油量が時間毎に変化

するため、軸受内部の潤滑状態は常に変化する。特に潤滑油が供給された直後は、軸受内部に潤滑油が多く入るため、軸受トルクや軸受温度が変動するという現象が生じる。このような現象が生じると、例えば工作機械等では、加工精度に悪影響を与えることが懸念される。また、上記のオイルミスト方式、オイルエア方式の潤滑装置では、共に潤滑油の供給手段として圧縮エアを使用するため騒音レベルが大きくなる。さらに、主軸回転速度が速くなると、軸受周辺において、回転に伴って発生する空気の壁 (エアカーテン) の影響が大きくなり、 $d_m \cdot N$  が  $200$  万 ( $d_m$  は軸受のピッチ円径 (mm)、 $N$  は軸受の回転速度 (rpm)) 以上では、潤滑油が軸受内部に殆ど供給されず、軸受の焼付きなどが生ずる恐れがある。

【0008】 ジェット方式の潤滑装置については、上記したエアカーテンの影響は殆ど受けないが、高圧ポンプを含む付帯装置が必要になるうえ、軸受に供給される油量が多く、攪拌抵抗が大きくなり、主軸を駆動させるためのモータは大きなものが必要となる。その結果、装置コストが高くなるという問題がある。

【0009】 上記の事情から、超微量の潤滑油を軸受内部に直接ピンスポットの供給する特開  $2000-110711$  号公報記載の潤滑装置が開発されている。しかしこの潤滑装置においては、ノズルの吐出径が過小となると吐出油量のばらつきが大きくなり、過大となると十分な吐出速度が得られない問題があった。また、吐出する潤滑油の量が微量であるため、その給油狙い位置が潤滑性能を得る上で重要となり、所定の狙い位置に如何に正確に給油するかが課題となっていた。

【0010】 本発明は上記状況に鑑みてなされたもので、主軸の軸受に対して超微量の潤滑油を十分な吐出速度で正確に狙い位置へ供給できる主軸の潤滑装置を提供することを目的とする。

## 【0011】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するための本発明に係る請求項1記載の主軸の潤滑装置は、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合された軸受と、前記軸受の外輪外径面と嵌合されたハウジングと、前記軸受に潤滑油を吐出するノズルと、前記ノズルに微量の潤滑油を供給する潤滑油供給装置を具備し、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に吐出速度 $10\text{ m/sec}$ 以上 $100\text{ m/sec}$ 以下、吐出量 $0.0005\text{ cc (ml) / ショット}$ 以上 $0.01\text{ cc (ml) / ショット}$ 以下の微量な潤滑油を前記ノズルから吐出する主軸の潤滑装置において、前記ノズルが、ノズルコマ本体と、該ノズルコマ本体の潤滑油吐出口に設けられるノズルチップとを備えたことを特徴とする。

【0012】 この主軸の潤滑装置によれば、軸受に対して吐出速度 $10\text{ m/sec}$ 以上 $100\text{ m/sec}$ 以下、吐出量 $0.0005\text{ cc (ml) / ショット}$ 以上 $0.0$

10

20

30

40

50

1 c c ( m l ) / ショット以下の微量な潤滑油をノズルこまに設けられたノズルチップから吐出することで、所定の狙い位置に対して正確に且つ安定して潤滑油を供給することができる。以て、軸受内部に常時理想的な潤滑状態を得ることができ、軸受トルクの安定性が高まり、軸受温度の上昇も低く抑えられる。また、ノズルこまの構造を簡単に且つコンパクトにすることができる。

【0013】また、前記ノズルこま本体は、ハウジングに位置決めするピン孔又はキー溝を有する構成とすることが好ましい。この構成によれば、ノズルこま本体を簡単にして正確に位置決めすることができ、軸受の所定の狙い位置に高精度で潤滑油を供給することができる。

【0014】前記ノズルこま本体とノズルチップとは、圧入又は接着により一体に構成されていることが好ましい。この構成によれば、正確に位置合わせされたノズルこま本体と一体になったノズルチップから潤滑油が吐出されることで、潤滑油の供給位置を精度良く設定することができる。

【0015】前記ノズルチップは、中心部に内径 $\phi 0.08 \sim \phi 0.6$  mmのノズル孔を有することが好ましい。この構成によれば、十分な吐出速度及び吐出量で潤滑油を供給でき、且つノズル孔の加工が容易となる。また、内径を $\phi 0.1 \sim \phi 0.5$  mmとすることでより望ましい吐出条件が得られる。

【0016】前記ノズルチップは、ノズルこま本体に取り付けた際に、中心部に主軸の軸芯方向に対して $0^\circ \sim 30^\circ$ の傾斜角度を持たせたノズル孔を有することが好ましい。この構成によれば、潤滑油供給の狙い位置、即ち、外内輪軌道面、転動体、保持器等の所望の位置に対して潤滑油を正確に供給することができる。

【0017】前記ノズルこまから吐出された潤滑油を、前記軸受の外輪に半径方向に貫通して設けた給油孔を通して、軸受内部に供給する構成としてもよい。この構成によれば、潤滑油が軸受内に直接的且つ確実に供給することができ、エアカーテンの影響を一層受けにくくなる。

【0018】前記給油孔の内部にノズル部を設けた構成としてもよい。この構成によれば、ノズルこまにノズルチップを設ける必要がなくなり、構成を簡略化しつつ、上述した実施形態と同様の作用・効果を奏することができる。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る主軸の潤滑装置の好適な実施の形態を、図面を参照して詳細に説明する。ここで、図1は本発明の第1実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図、図2は超微量油潤滑装置の一構成例を示す図、図3はノズルこまの正面図及びA-A断面図、図4は図3のB-B断面における一部断面図を示している。

【0020】本実施形態の主軸の潤滑装置100は、軸

5と、軸5に内輪内径面が嵌合され軸5を回転自在に支承する軸受(図示例ではアンギュラ玉軸受)10と、軸受10へ潤滑油を吐出するノズルこま12と、軸受10の外輪外径面と嵌合して軸受の外側を覆うハウジング14とを有する主軸装置16と、微量の潤滑油を間欠的に供給する超微量油潤滑装置18とを備えて構成されている。なお、この主軸装置16は、一般的な工作機械用の主軸装置を一例として示している。

【0021】軸受10の外輪はハウジング14の内周面に固定されると共に、外輪押さえ20を介して前蓋22に当接して係止されている。また、軸受の内輪は軸5の外周面に嵌合され、軸受を軸方向に固定するための円筒状の内輪間座24を介して固定用スリーブ26によってハウジング14側に固定されている。この固定用スリーブ26はナットにより構成してもよい。

【0022】超微量油潤滑装置18とノズルこま12とは、ハウジング14に形成された配管案内溝28内を通る配管30によって接続され、配管接続部は配管固定ジョイント32を用いて固定されている。ノズルこま12は、軸受10の近傍で軸受内輪の反負荷側に吐出口を向けて配置され、ノズル孔の方向は軸受10内部に向けられている。即ち、ノズルこま12は、ハウジング14外周側から外輪間座34を貫通する取付孔34aに挿通して固定され、ノズルこま12の先端(潤滑油吐出側)が外輪間座34を貫通して内輪間座24との間の隙間空間に突出している。

【0023】超微量油潤滑装置18から吐出される潤滑油は、配管30を通り、ノズルこま12の先端から主軸装置16内の軸受10に超微量( $0.0005 \sim 0.01$  c c ( m l ) / ショット)で供給される。

【0024】ここで、超微量油潤滑装置18について説明する。図2に本実施形態の超微量油潤滑装置18の一構成例を示すように、超微量油潤滑装置18は、正特性の超磁歪素子からなる棒体46が、該棒体46の軸線方向一端部46aを予圧調整機構48を介してケース50に固定されている。この棒体46は、磁界が印加されると磁気歪現象(ジュール効果)によって軸線方向に伸長する。

【0025】予圧調整機構48は、例えば回転により棒体46の軸線方向に突出し、棒体46の一端部46aを押圧可能にしたネジ機構を用いることができる。棒体46の軸線方向他端部46bには、棒体46を予圧調整機構48側に付勢して棒体46の軸方向に対する隙間(遊び)を生じさせずに圧力伝達する圧力伝達部材52が配設され、この圧力伝達部材52を介して棒体46がピストン54に接続されている。ピストン54は、シリンダ56の内部に摺動自在に配設され、シリンダ56とピストン54によりポンプ室を形成している。

【0026】このシリンダ56にはポンプ室に潤滑油を供給するための吸入流路58が設けられ、吸入流路58

の吸入口59までの流路の途中には、ポンプ室から潤滑油の流出を阻止する逆止バルブからなる吸入側チェック弁60が設けられている。また、シリンダ56にはポンプ室から吐出される潤滑油を排出するための排出流路62が設けられ、排出流路62の排出口63までの流路の途中には、ポンプ室への潤滑油の導入を阻止する逆止バルブからなる排出側チェック弁64が設けられている。

【0027】棒体46の外周には、同軸状にコイル66が設けられ、さらにコイル66の外側には、棒体46とで磁気回路を形成する磁性材料からなるシリンダボディ68が設けられている。また、コイル66には駆動回路70が電氣的に接続され、駆動回路70は磁界発生のための電流を出力する。この電流がコイル66に印加されることにより、棒体46がコイル66から発生する磁界を受けて伸長することで、吸入流路58を通じて供給されたポンプ室内の潤滑油が、排出流路62を通じて排出口63から排出される。排出された潤滑油は配管30を通じてノズルこま12から吐出される。このときの1ショットあたりの吐出量は、0.0005cc(ml)～0.01cc(ml)と微量であり、また、その吐出圧力は1MPa以上で、間欠的に吐出される。

【0028】次に、ノズルこま12について詳細に説明する。図3及び図4に示すように、ノズルこま12は、ノズルこま本体72と、中心にノズル孔が設けられたノズルチップ74とを備えて構成される。ノズルこま本体72はフランジ部72aを有し、フランジ部72aの中心部には配管30に接続された配管固定ジョイント32を接続するための固定用孔76が設けられている。この固定用孔76には、フランジ部72a側から順に、締め付け用のネジ部76aとテーパ部76bと縦孔76cが形成され、また、縦孔76cの先端部には、潤滑油の吐出口となるノズルチップ74を収容する収容穴72bに連通する連通孔78が形成されている。さらに、フランジ部72aの一部には位置決め用のピン孔80が設けられると共に、このノズルこま12をハウジング14に組み付けるための溝82が形成されている。一方、このノズルこま12が固定されるハウジング14側には、フランジ部72aのピン孔80に対応する位置に同径のピン受穴82(図1参照)が形成されている。

【0029】従って、ノズルこま12は、ノズルこま本体72のピン孔80とハウジング14のピン受穴82にピン84を嵌挿することにより高精度に位置決めされることになる。また、図1に示すようにフランジ部72aのピン孔80から突出したピン84にはノズルこま本体固定板86に係合され、このノズルこま本体固定板86はネジ88によりハウジング14に固定される。これにより、ノズルこま12は正確に位置決めされた状態で確実にハウジング14に固定される。なお、本実施形態においてはピン84の数は1本であるが、複数本設けて更なる位置合わせ精度の向上を図ってもよい。

【0030】このノズルこま12による軸受10内部への潤滑油供給は、給油量が非常に微量のため、給油の狙い位置が大切となる。給油狙い位置としては、図5に示すように軸受10の内輪と玉の接触部が良い。これにより、軸5の回転時に内輪軌道面との遠心力により外側へ流れた潤滑油によって保持器及び外輪軌道面の潤滑が可能となる。具体的な給油狙い位置としては、一例として、給油狙い位置の径Hを、 $H = (d_{e1} + D_{i1}) / 2$ とすることができる。ここで、 $d_{e1}$ は保持器内径、 $D_{i1}$ は内輪外径である。このように、ノズルこま12の設置位置及びノズルチップ74からの吐出角度を最適に設計することにより、ピン・スポット供給で軸受内部の所定位置に確実に給油を行うことができる。そして、ノズルこま12は、給油狙い位置へ潤滑油が正確に吐出されるように、ピン84により高精度に位置決めされている。

【0031】次に、ノズルチップ74について説明する。図3に示すように、ノズルチップ74は略円柱形状に形成されており、ノズルこま本体72の収容穴72bに圧入又は接着により固定される。このため、ノズルチップ74の接続部分からの潤滑油の漏れは全く生じない。本実施形態においては、ノズルチップ74の外径Dをφ5mm、厚さtを2.0mmとしているが、この寸法はノズルこま本体72のサイズによって適宜変更される。また、ノズルチップ74のノズル孔74aは、軸5の軸芯に対して約10°の傾斜角度αを持たせてある。この傾斜角度αは0～30°の範囲に設定されることが好ましい。このノズル孔74aが所望の傾斜角度αになるようにノズルこま本体72を適宜設計すること等により、潤滑油供給の狙い位置、即ち、内外輪軌道面、転動体、保持器等の所望の位置に対して潤滑油を正確に供給することができる。

【0032】このノズルチップ74の中心部には、直径がφ0.1mm、長さが0.3mmのノズル孔74aが形成され、供給された潤滑油はこのノズル孔74aを通して吐出される。このノズル孔74aの孔径(吐出径)dは、その加工条件によって最小径が決定され、ノズルから吐出される潤滑油の吐出速度によって最大径が決定される。また、ノズル孔74aの長さについては、短すぎるとノズル孔74aからの潤滑油の飛び出し方向にばらつきが生じ、長すぎる場合は損失が大きいため吐出速度が低減される。従って、このノズル孔74aの孔径dは、φ0.08mm～φ0.6mmの範囲が好ましく、更に好ましくはφ0.1mm～φ0.5mmである。さらにノズル孔74a開口部の両端又は片端に面取りを施してもよい。なお、本実施形態のノズルチップ74は加工性の良い黄銅で製作されているが、鋳の生じないステンレスやセラミックス等の材料で製作してもよい。

【0033】次に、配管30と配管固定ジョイント32について説明する。超微量油潤滑装置18からノズルこま12までは、耐圧チューブ等の配管30により接続さ

れる。即ち、配管 3 0 の一端部がノズルこま 1 2 に配管固定ジョイント 3 2 を用いて固定されると共に、配管 3 0 の他端部が主軸装置 1 6 外部に設けられた超微量油潤滑装置 1 8 に配管固定ジョイント 3 2 を用いて接続される。そして、配管 3 0 の一端部と他端部との間の配管部分は、ハウジング 1 4 内に設けられた主軸装置 1 6 外部へ通じる配管案内溝 2 8 内に設置される。この配管は、配管案内溝 2 8 出口部分 2 8 a においても、配管固定ジョイント 3 2 によって主軸装置 1 6 に固定されている。

【0034】このような配管構成によって、例えば熱変位対策として主軸装置 1 6 のハウジング（外筒）1 4 内に冷却油を流す場合があるが（外筒冷却方式）、この場合であっても、配管 3 0 がハウジング 1 4 に確実に固定されているため、冷却油の漏洩を防止できる。なお、配管 3 0 の材質としては、ステンレス材が挙げられるが、この他にも、PEEK（ポリエーテルエーテルケトン）樹脂等の非金属材料であってもよい。

【0035】配管固定ジョイント 3 2 は、図 6（a）に示すように PEEK 樹脂等の樹脂材料からなるものや、図 6（b）に示すようにステンレス材からなるものが使用可能である。（a）に示す PEEK 樹脂のジョイントは、メイルナット部 3 2 a を固定用孔 7 6 のネジ部 7 6 a と螺合させた際、先端のフェール部 3 2 b が締め付けられることによってシールされる。また、（b）に示すステンレス材のジョイントは、ステンレスや PEEK 樹脂等の弾性体からなるフェール部 3 2 b が別体に構成され、メイルナット部 3 2 a の先端部に取り付けられ、このフェール部 3 2 b をメイルナット部 3 2 a によって締め付けることでシールされる。これにより、20 MPa（200 kgf/cm<sup>2</sup>）の圧力までは接続部において潤滑油の漏れが生じることはない。

【0036】次に、本実施形態の主軸の潤滑装置 1 0 0 により潤滑油を軸受 1 0 に供給する過程を説明する。まず、図 2 に示す駆動回路 7 0 によりシリンダ 5 6 内のピストン 5 4 が前進することによって、シリンダ 5 6 内の潤滑油の圧力が上昇し、潤滑油は、排出側チェック弁 6 4、排出口 6 3 に接続された配管 3 0、そして、ノズルこま 1 2 の順で導かれ、精度良く位置決め固定されたノズルこま 1 2 に導入され、ノズルチップ 7 4 から軸受 1 0 内部の給油狙い位置に正確にピンスポットで供給される。

【0037】このように、本実施形態の主軸の潤滑装置 1 0 0 によれば、構造が簡単で且つコンパクトに構成されており、また、配管との接続が確実に漏洩がないため、超微量油潤滑装置 1 8 の能力を十分に発揮させることができる。また、ノズルこま 1 2 が正確に位置合わせされて固定されるため、高い位置精度で潤滑油を軸受 1 0 の所定の狙い位置に確実に供給することができる。以て、軸受内部を常時理想的な潤滑状態とすることができる。このため、軸受トルクの安定性に非常に優れ、軸受

温度の上昇も低く抑えることができ、また、騒音レベルも低く抑えることができる。

【0038】なお、軸受 1 0 内部への潤滑油給油量は、 $d_m \cdot N$  が 100 万以上において、 $0.003 \text{ cc (ml) / min}$  以上  $0.12 \text{ cc (ml) / min}$  以下が好ましい。また、ノズルまでの配管の長さ  $L$  (mm) と配管径  $d_p$  (mm) の比は、 $5 \leq L/d_p^4 \leq 12000$  (mm<sup>-3</sup>) が好ましく、 $5 \leq L/d_p^4 \leq 10000$  (mm<sup>-3</sup>) が最適である。

【0039】次に、本発明に係る主軸の潤滑装置の第 2 実施形態を説明する。図 7 は本実施形態における主軸の潤滑装置 2 0 0 の要部構成を示す図で、図 8 はノズルこまの C 方向矢視図である。以下、前述と同一の機能を有する部材には同一の符号を付し、その説明は省略するものとする。本実施形態のノズルこま 1 3 には、ノズルこま本体 7 3 のフランジ部 7 3 a の一部にキー溝 9 0 が設けられ、ハウジング 1 4 側には、このキー溝 9 0 と同幅のキー溝 9 2 が設けられている。そして、これらキー溝 9 0、9 2 を案内にしてキー 9 4 を挿入することで、ノズルこま 1 3 を位置決めする構成としている。このキー 9 4 はネジ 8 8 によりハウジング 1 4 に固定されることで、ノズルこま 1 3 は正確に位置決めされた状態で確実にハウジング 1 4 に固定される。

【0040】なお、キー溝 9 0、9 2 は複数箇所に設けて複数のキーにより位置決めする構成としてもよい。この場合、位置決め方向を複数設定でき位置決め精度を更に向上できる。このように、本実施形態のノズルこま 1 3 によれば、キー 9 4 自体が位置合わせ効果とノズルこま 1 3 を固定する効果を兼ね備えることで、単純な構成でノズルこま 1 3 の高精度な位置合わせを行うことができる。

【0041】次に、本発明に係る主軸の潤滑装置の第 3 実施形態を説明する。図 9 は本実施形態における主軸の潤滑装置 3 0 0 の要部構成を示す図である。本実施形態のノズルこま 9 6 は、配管固定ジョイント 3 2 の固定用孔 7 6 の縦孔 7 6 c がノズルこま 9 6 の下面まで貫通していると共に、ノズルこま 9 6 の下面にはノズルチップ 7 4 の收容穴 9 6 b が設けられている。このように、ノズルチップ 7 4 のノズル孔 7 4 a の方向は、軸 5 の軸芯方向に対して略垂直に設けられている。なお、ノズルこま 9 6 のハウジング 1 4 への位置合わせは、第 1 実施形態と同様である。

【0042】また、軸受 1 0 の外輪にはノズルチップ 7 4 のノズル孔 7 4 a に接続される給油孔 9 7 が形成されている。この給油孔 9 7 は、ノズル孔 7 4 a の径より大きい径に設定され、外輪の半径方向に貫通して設けられている。なお、給油孔 9 7 の配置位置は、図示したような外輪反負荷側部分に限らず、例えば、保持器 9 8 の案内面部分に貫通するように設けてもよい。この構成によれば、ノズルチップ 7 4 のノズル孔 7 4 a から吐出され

る潤滑油は、外輪に設けられた給油孔97を通り、軸受10内部に直接的且つ確実に供給されるため、軸受10の回転に伴って発生するエアカーテンの影響を受けにくくなる。なお、本実施形態の場合、ノズル孔74aからの潤滑油吐出方向を、軸5の軸芯方向に対して略垂直方向に設定しているが、所定の角度を傾斜させるようにしてもよい。また、ノズル個数は1個であるが複数設けてもよい。

【0043】次に、本発明に係る主軸の潤滑装置の第4実施形態を説明する。図10は本実施形態における主軸の潤滑装置400の要部構成を示す図である。本実施形態のノズルこま99は、配管固定ジョイント32の固定用孔76の縦孔76cがノズルこま96の下面まで貫通していると共に、軸受10の外輪には、この縦孔76cに接続される給油孔97が半径方向に貫通するように設けられている。給油孔97は、配管30を直接嵌合するための内径を有した配管収容部97aと、配管収容部よりも軸芯方向内側で配管収容部より内径の小さいノズル部97bとの二段構造となっている。そして、給油孔97のノズル部97bにおける内径は、 $\phi 0.08 \sim \phi 0.6 \text{ mm}$ としている。このように、給油孔97はノズルチップのノズル孔と同等な内部構造に設計されている。

【0044】なお、給油孔97の配置位置は、図示したような外輪反負荷側部分に限らず、例えば、保持器98の案内面部分に貫通するように形成してもよく、給油孔97の個数は1個であるが複数設けてもよい。また、ノズルこま99のハウジング14への位置合わせは、キー94を用いた第2実施形態と同様である。本実施形態の構成によれば、ノズルこま99にノズルチップを設ける必要がなくなり、構成を簡略化できる。また、配管30を通して吐出される潤滑油を、外輪に設けられた給油孔97を通して軸受10内部に直接的且つ確実に供給できるため、前述の第3実施形態と同様に、所定の狙い位置に対して正確に且つ安定して潤滑油を供給することができる。

【0045】次に、本発明に係る主軸の潤滑装置の第5実施形態を説明する。図11は本実施形態における主軸の潤滑装置500の構成を示す図である。本実施形態のノズルこま96は第3実施形態のものと同様であり、ノズルチップ74が軸受11の外輪の半径方向外側に設置されている。本実施形態の軸受11には、外輪の反負荷側端部が、内輪の負荷側端部よりも支持される軸5の軸方向に沿った転動体寄りに位置するアンギュラ玉軸受を用いている。そして、外輪は、外輪押さえ21により軸方向に固定され、外輪押さえ21のノズルチップ74側には、ノズル孔74aに接続される給油孔21aが設けられている。この構成により、ノズルチップ74のノズル孔74aから吐出された潤滑油は、給油孔21aを通過して軸受11の内部に供給される。なお、この場合の給

油孔21aの個数は複数であってもよい。その他の構成及び作用・効果は前述した実施形態と同様である。

#### 【0046】

【実施例】ここで、上記の主軸の潤滑装置を用いた軸受への潤滑油の供給性能試験結果を以下に説明する。図12は、主軸の潤滑装置100の性能試験時における様子を示す概略図である。ここでは、潤滑油の吐出状態をCCDカメラにより可視化してビデオ録画したノズル12の主軸高速回転時におけるエアカーテンの影響、配管内径及び配管長さとの吐出速度の関係、配管内径及び吐出油量の関係をそれぞれ調査した結果を説明する。なお、配管材質としては、オーステナイト系ステンレス鋼SUS316等の金属、及びPEEK等の樹脂材料を用いたが、この他にも一般的な鉄・鋼系材料、アルミ・銅系の非鉄金属材料、プラスチック材料やセラミック材料等であっても適用可能である。

【0047】ここでの試験は、ノズル先端と軸受との距離を通常(10mm前後)より長く約50mmの間隔を取ることで、条件をより厳しく、即ちエアカーテンの影響を受けやすい状態で実施した。軸受内部への潤滑油供給は、転動体内輪軌道面の接触部分を潤滑するように設定し、潤滑油供給状態を可視化、ビデオ録画を行った。可視化装置120は、ストロボ122と、CCDカメラ124と、ストロボ122とCCDカメラ124とを制御する制御装置126と、CCDカメラ124からの映像信号を記録するビデオ128と、ビデオ128で録画された映像を表示するモニタ130とから構成されている。

【0048】この可視化装置120により、ノズル12から潤滑油が吐出された潤滑状態をストロボ観察した。潤滑油は、鉱油VG22(動粘度:40℃で22cSt)を用いた。

【0049】このように、潤滑油の吐出状態を可視化して、潤滑油の吐出状態を様々な条件下で試験を行なった結果、超微量油潤滑装置18が軸受内部に発生するエアカーテンの影響を受けずに潤滑油を微量供給できることを確認できた。また、最適な吐出条件を見出すこともできた。即ち、超微量油潤滑装置18に配管30を介してノズルこま12を接続し、ノズルから吐出される潤滑油の吐出速度を測定することで最適条件を確認できた。図13は、配管長さに対する吐出速度の変化を示すグラフであって、配管内径を $\phi 1.0 \text{ mm}$ とし、配管長さを500、1000、1500、2000mmの各条件でノズル孔径dを $\phi 0.1$ 、 $0.2$ 、 $0.3 \text{ mm}$ として吐出速度を測定した結果である。

【0050】図13に示すように、ノズル孔径dが大きいほど吐出速度は低下し、配管長さが大きいほど吐出速度は低下する。ここで、実用条件状態である配管長さ、即ち、主軸装置16に組み込み可能な配管長さ2000mmでは、吐出速度はノズル孔径 $\phi 0.1 \text{ mm}$ で約35



m/sec、ノズル孔径 $\phi 0.3$ mmで約16m/secとなっている。一般的に、軸受内部に発生するエアカーテンの影響を受けない吐出速度は、過去の実績から内輪周速の10%以上であると言われているが、吐出速度が35m/secの場合ではエアカーテンの影響を受けない $dm \cdot N$ の値は350万~700万、吐出速度が13m/secの場合では $dm \cdot N$ の値は約250万となる。従って、一般的に言われている超高速領域 $dm \cdot N$ の値250万以上においても、本発明のノズルこま12によれば、エアカーテンの影響を受けずに軸受10内部に潤滑油を供給することができる。

【0051】次に、潤滑油の吐出状態の試験結果を示す図14は、ノズルチップ74の吐出径と吐出速度との関係を示すグラフで、ノズルの吐出径 $d$ の試験を行った結果である。図14に示すように、ノズルチップの吐出径 $d$ が小さいほど吐出量が少なく、吐出速度が大きくなる。そして、試験の結果、ノズルチップの吐出径 $d$ が0.08mmより小さくなると吐出油量のばらつきが大きくなり、0.6mmより大きいと吐出速度が13m/sec以下の不十分な値となった。従って、ノズルチップの吐出径 $d$ の有効範囲値は0.08~0.6mmとすることが好ましい。このとき潤滑油は、吐出速度13~70m/sec、1回あたりの吐出油量0.0008~0.004cc(ml)で吐出される。さらに、高速での吐出速度と吐出油量のバランスを考慮すると0.1~0.5mmとすることが特に好ましい。このとき潤滑油は、吐出速度25~68m/sec、1回あたりの吐出油量0.001cc(ml)~0.003cc(ml)で吐出される。

【0052】また、吐出速度と吐出油量は、潤滑油の動粘特性にも影響され、40℃での動粘度が5cSt~50cStの潤滑油では、吐出速度10m/sec以上100m/sec以下、及び、吐出油量0.0005cc(ml)以上0.01cc(ml)以下となる。

【0053】上記の事柄をまとめると、超微量油潤滑を用いることにより、従来のオイルミスト潤滑方式、オイルエア潤滑方式、ジェット潤滑方式等を使用される潤滑油強制潤滑装置、熱交換器、潤滑油回収装置、圧縮エア等付帯設備を簡略化でき、また騒音レベルを低く抑えることができ、さらに潤滑油消費も少ないことから環境に配慮でき、また軸受トルクの低トルク化、及び安定性に優れ、軸受温度上昇が低いことから主軸の回転精度を向上できる。従って、従来の潤滑方法より優位性の高い小型の主軸の潤滑装置を提供できる。

【0054】なお、本実施形態において、超微量油潤滑装置18には超磁歪素子を用いたが、この超磁歪素子に限らず、電歪素子、電磁石と皿ばね等の組み合わせ、その他メカニカルな手段を用いたもの等による超微量油潤滑であっても、吐出速度10~100m/secで0.0005~0.01cc(ml)/ショットの微量油を

吐出させれば同じ性能が得られる。また、正特性の超磁歪材料の他にも、双方向特性の磁歪材料であっても同様にして伸縮作用を利用したポンプを形成することができる。さらに、上記の潤滑装置は図1に示す主軸装置に限らず、様々なトルク変動や温度上昇が小さいことが要求される高速回転の主軸装置に使用可能である。

#### 【0055】

【発明の効果】本発明に係る主軸の潤滑装置は軸受に対して吐出速度10m/sec以上100m/sec以下、吐出量0.0005cc(ml)/ショット以上0.01cc(ml)/ショット以下の微量な潤滑油をノズルこまに設けられたノズルチップから吐出することで、所定の狙い位置に対して正確に且つ安定して潤滑油を供給することができる。以て、軸受内部に常時理想的な潤滑状態を得ることができ、軸受トルクの安定性が高まり、軸受温度の上昇も低く抑えられる。また、潤滑装置の構造を簡単に且つコンパクトにすることができる

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図である。

【図2】超微量油潤滑装置の一構成例を示す図である。

【図3】ノズルこまの正面図及びA-A断面図である。

【図4】図3のB-B断面における一部断面図である。

【図5】軸受の給油狙い位置を示す図である。

【図6】配管固定用ジョイントを示す斜視図である。

【図7】本発明の第2実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図である。

【図8】ノズルこまのC方向矢視図である。

【図9】本発明の第3実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図である。

【図10】本発明の第4実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図である。

【図11】本発明の第5実施形態に係る主軸の潤滑装置の要部構成を示す図である。

【図12】主軸の潤滑装置の性能試験時における様子を示す概略図である。

【図13】配管長さに対する吐出速度の変化を示すグラフである。

【図14】ノズルチップの吐出径と吐出速度との関係を示すグラフである。

#### 【符号の説明】

5 軸

10、11 軸受

12 ノズルこま

14 ハウジング

16 主軸装置

18 超微量油潤滑装置

24 内輪問座

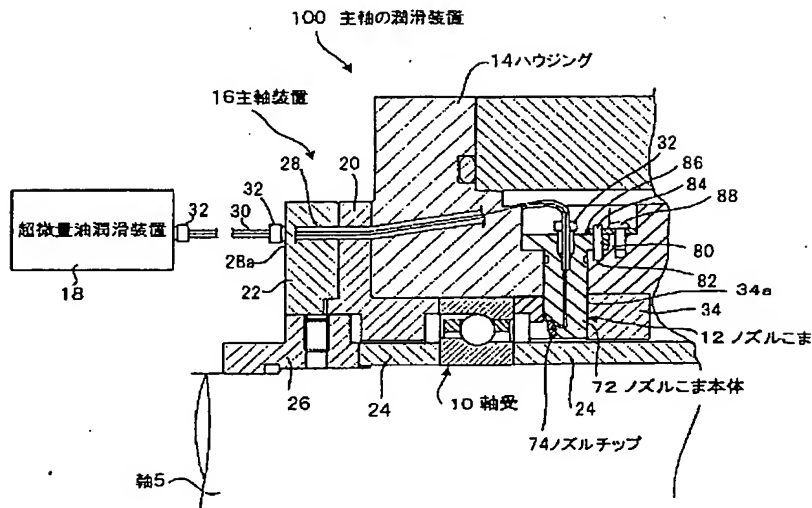
30 配管

32b フェルール部

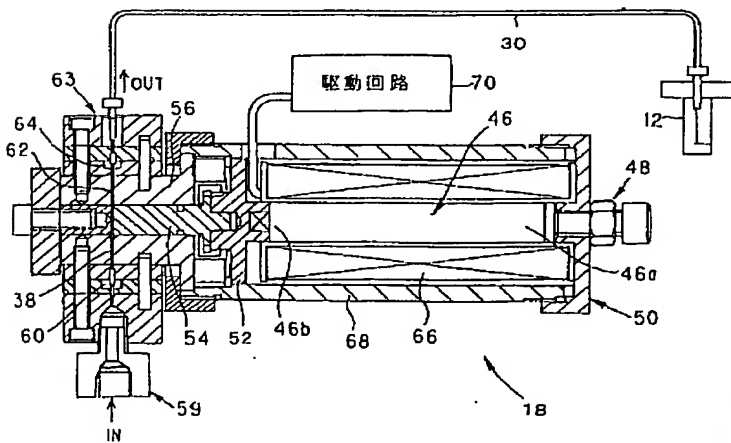
13

- 32 a メイルナット部
- 32 配管固定ジョイント
- 34 外輪間座
- 72, 73 ノズルこま本体
- 72 a, 73 a フランジ部
- 74 ノズルチップ
- 74 a ノズル孔
- 80 ピン孔
- 82 ピン受穴
- 84 ピン
- 86 ノズルこま本体固定板
- 88 ネジ

【図1】



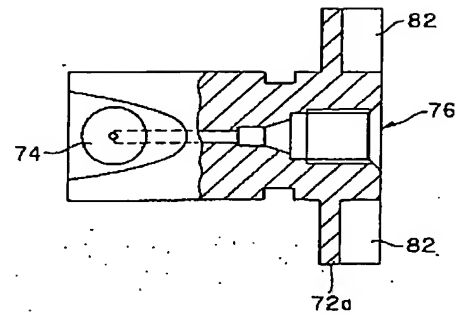
【図2】



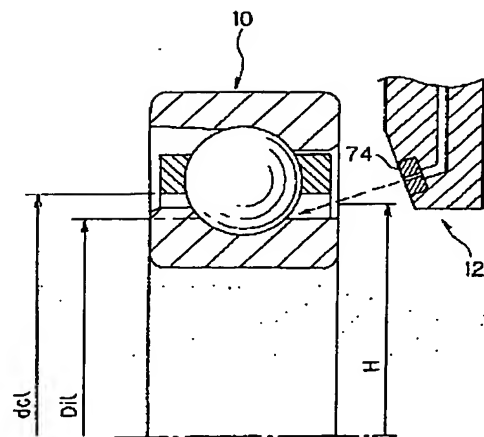
14

- 90, 92 キー溝
- 94 キー
- 97 給油孔
- 97 a 配管収容部
- 97 b ノズル部
- 98 保持器
- 100, 200, 300, 400, 500 主軸の潤滑装置
- d 孔径 (吐出径)
- 10 d<sub>p</sub> 配管径
- α 傾斜角度

【図4】



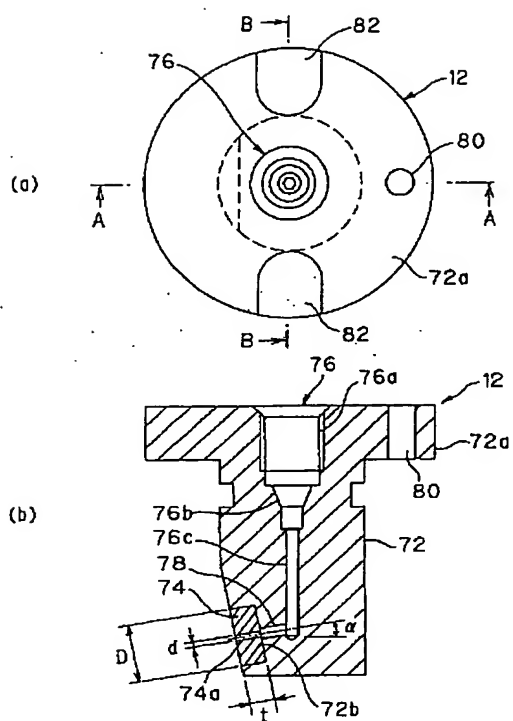
【図5】



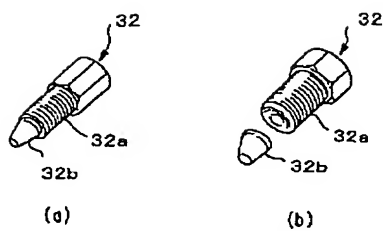
dcl : 保持器内径  
 Dil : 内輪外径  
 H : 給油狙い位置  
 $H = (dcl + Dil) / 2$



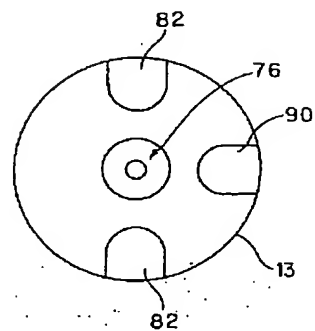
【図3】



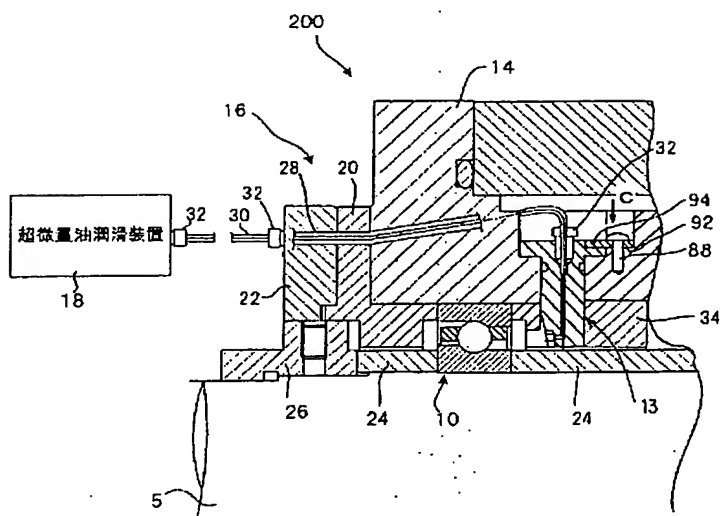
【図6】



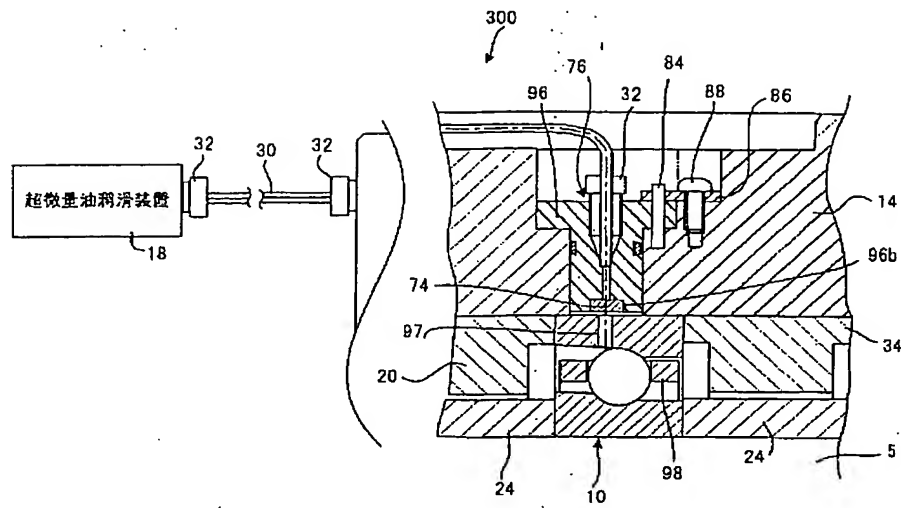
【図8】



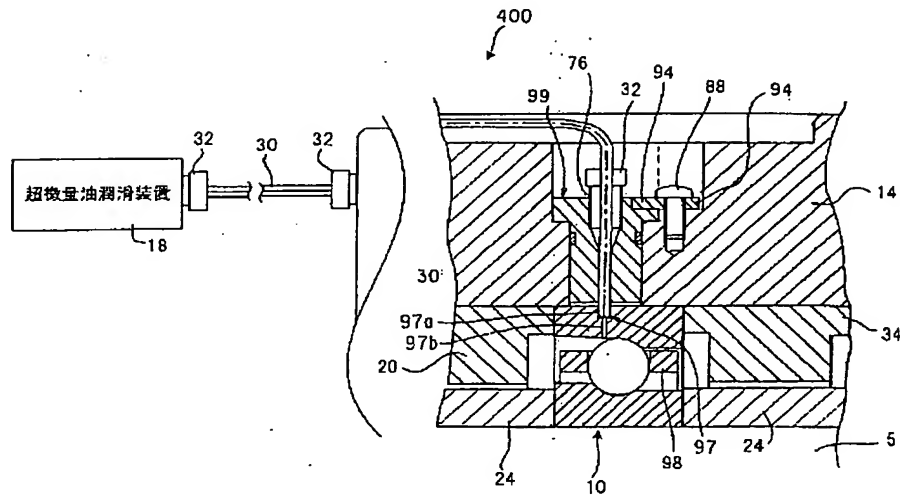
【図7】



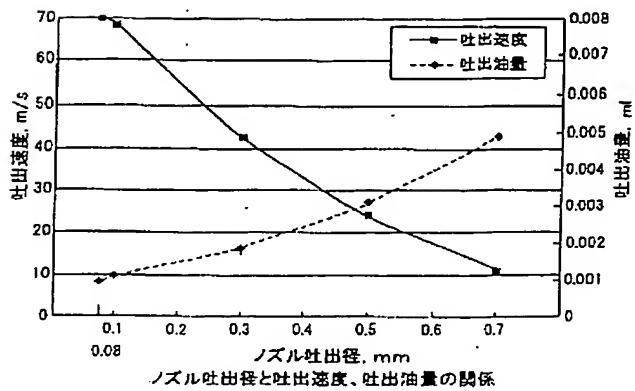
【図9】



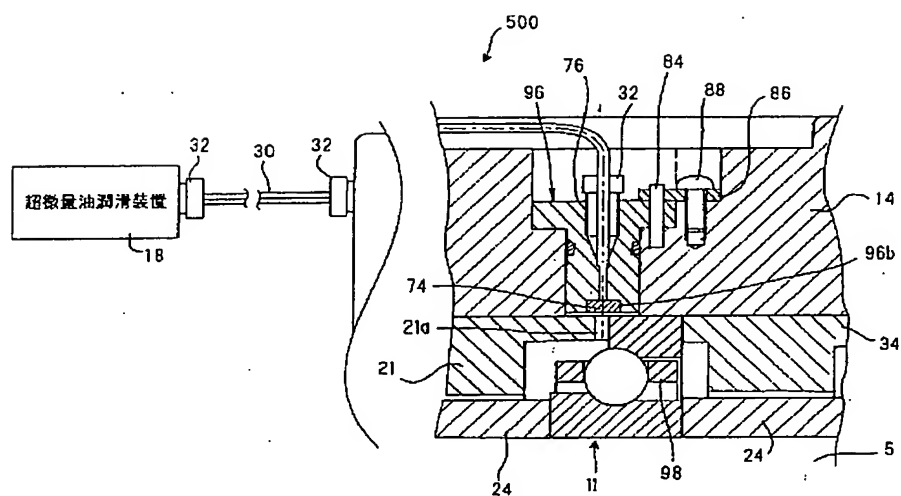
【図10】



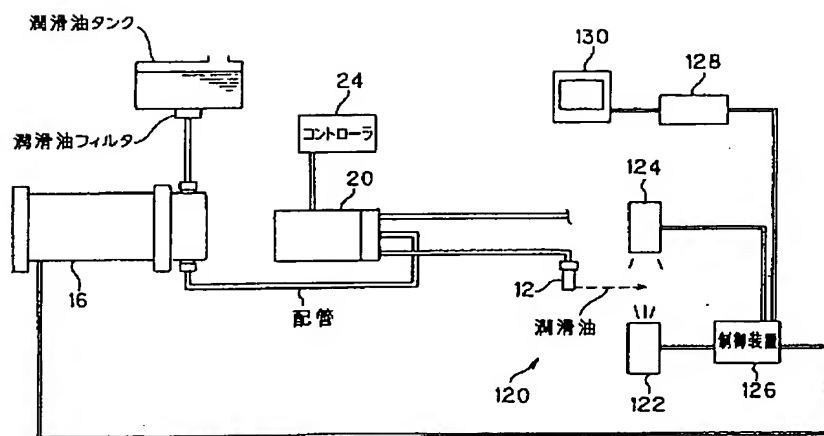
【図14】



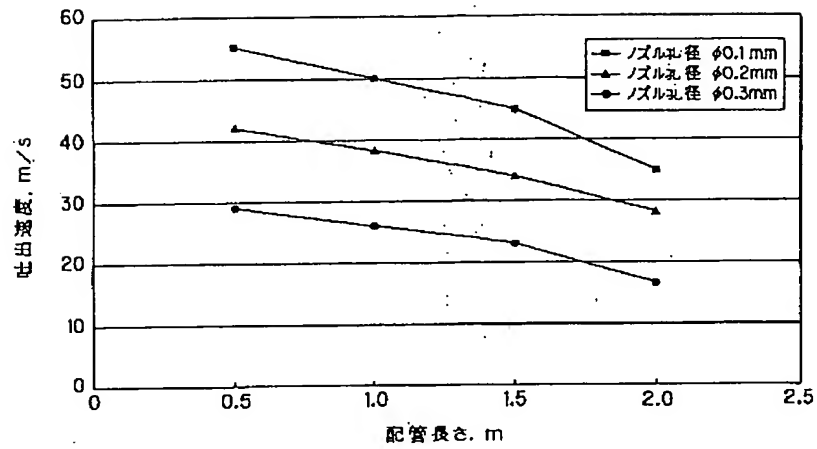
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 杉田 澄雄  
神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号  
日本精工株式会社内

Fターム(参考) 3C011 FF06  
3J101 AA02 AA32 AA42 AA54 AA62  
BA54 BA56 BA71 CA07 FA32  
GA31